

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-280202

(43)Date of publication of application : 10.10.2001

(51)Int.Cl.

F02M 25/07

(21)Application number : 2000-099218

(71)Applicant : MITSUBISHI MOTORS CORP

(22)Date of filing : 31.03.2000

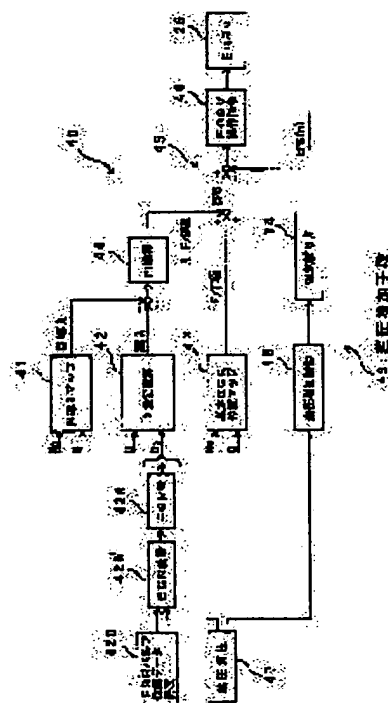
(72)Inventor : MUSHIGAMI HIROSHI
TANAKA TAMON
HATAKE MICHIIRO
SHIGAHARA MEGUMI
NISHIHARA SETSUO

(54) EXHAUST GAS RECIRCULATION SYSTEM

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide an exhaust gas recirculation system equipped with precise controllability for EGR(exhaust gas recirculation) by presuming the EGR rate of flow accurately from the differential pressure between in front of and after an EGR valve and the degree of opening of the EGR valve.

SOLUTION: The target excess air ratio (target λ) is set, and the intra-cylinder EGR amount of an internal combustion engine is derived from the sensed differential pressure between in front of and after an EGR valve, and the intra-cylinder actual excess air ratio (actual λ) is presumed using the obtained EGR amount, and a target EGR amount setting means 45 sets the target EGR amount on the basis of the target and actual excess air ratios while an EGR valve opening controlling means 46 drives the EGR valve on the basis of the set target EGR amount. At the time of presuming the actual excess air ratio, a differential pressure increasing means 49 increases the differential pressure about the EGR valve 25 if it lies under the specified level on the basis of the EGR calculated by a differential pressure calculating means 47.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

19.03.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

*** NOTICES ***

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The EGR path which the flueway and inhalation-of-air path of an internal combustion engine are opened [path] for free passage, and makes the exhaust gas in this flueway flow back in this inhalation-of-air path The EGR valve which adjusts the amount of the exhaust gas which is prepared in this EGR path and flows back in this inhalation-of-air path An operational status detection means to be the EGR system equipped with the above and to detect the operational status of this internal combustion engine, A target excess-air-factor setting means to set up the target excess air factor in the cylinder of this internal combustion engine corresponding to the operational status detected by this operational status detection means, A differential pressure calculation means to compute this EGR-valve order differential pressure, and an amount derivation means of EGR(s) to derive the amount of EGR(s) in the cylinder of this internal combustion engine based on the this order differential pressure detected by this differential pressure calculation means, A real excess-air-factor presumption means to presume the real excess air factor in this cylinder using the amount of EGR(s) drawn by this amount derivation means of EGR(s), An amount setting means of target EGR(s) to set up the amount of target EGR(s) based on the real excess air factor presumed by the target excess air factor and this real excess-air-factor presumption means which were set up by this target excess-air-factor setting means, When this EGR-valve order differential pressure that offered the EGR-valve opening control means which make this EGR valve drive based on the amount of target EGR(s) set up by this amount setting means of target EGR(s), and was computed by this differential pressure calculation means is below a predetermined value, It is characterized by establishing the increase means in differential pressure to which this EGR-valve order differential pressure is made to increase.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[The technical field to which invention belongs] this invention is used for a diesel power plant, and relates to a suitable EGR system.

[0002]

[Description of the Prior Art] Generally, by the diesel power plant, in order to reduce NOx in exhaust gas, the recirculation of exhaust gas (EGR) is introduced. However, if this amount of introduction of EGR is increased, although NOx in exhaust gas can be reduced, it will increase particulate MATA in exhaust gas (PM). That is, the relation of a trade-off between the amount of NOx(es) in exhaust gas and the amount of PM is about the amount of introduction of EGR.

[0003] Although opening adjustment of a EGR valve is generally performing control of the amount of EGR(s), in order to reduce efficiently the amount of NOx(es) and the amount of PM which have the relation of a trade-off mutually as mentioned above, the technology which controls the opening of a EGR valve by making the excess air factor (λ) in a cylinder into a parameter is developed. With this technology, according to the operational status (for example, an engine speed and an engine load) of an engine, the desired value (target λ) of the excess air factor in a cylinder is set up, and feedback control of the opening of a EGR valve is carried out so that the inside of an actual cylinder (fruit λ) may become this target λ .

[0004] In this case, although Fruit λ can form a linear air-fuel ratio sensor (LAFS) in a flueway and can ask for it from this sensor output In order that the reaction of LAFS of a flueway may be overdue to change of that a sensor tends to deteriorate and the excess air factor (namely, excess air factor in a cylinder) in a combustion chamber under the influence of PM under exhaust air etc. in the case of a diesel power plant, In a transient like [at the time of acceleration and deceleration], since an error arises in Fruit λ , there is also a possibility that the amount of EGR(s) may be appropriately uncontrollable.

[0005] Then, the technology which computes Fruit λ from an inhalation air content (new ****), fuel oil consumption, and the amount of EGR(s) is proposed by JP,10-318047,A.

[0006]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] By the way, when computing Fruit λ as mentioned above, it is necessary to calculate an inhalation air content, fuel oil consumption, and the amount of EGR(s). Among these, an inhalation air content can be grasped by the intake air flow sensor or the boost pressure sensor, and fuel oil consumption can be grasped as a drive instruction value of an injector. And about the amount of EGR(s), it asks by presuming an EGR flow rate.

[0007] An EGR flow rate is related to differential pressure and EGR-valve opening, as shown in drawing 3 . Therefore, if differential pressure and EGR-valve opening are detected, an EGR flow rate can be presumed. however, Field A shows the high low load region of an EGR demand to drawing 3 -- as -- EGR-valve order differential pressure -- for example, several -- it is very as small as a mmHg grade, and extensive moreover -- from [that EGR is demanded] -- from -- EGR-valve opening is in the state near full open For this reason, although change of an EGR flow rate is insensible to change of EGR-valve opening, to change of EGR-valve order differential pressure, change of an EGR flow rate is sensitive. Therefore, it was difficult to be unable to put greatly out of order the EGR flow rate which few errors of EGR-valve order differential pressure presume, and to be unable to grasp the amount of EGR(s) proper, but to control EGR by high degree of accuracy.

[0008] In addition, although the technology which carries out feedback control of the EGR-valve opening is indicated by JP,6-336966,A so that the differential pressure of a flueway and the inhalation-of-air path of an inhalation-of-air throttle valve lower stream of a river may become desired value, this technology is not what makes differential

pressure desired value simply and paid its attention to the excess air factor λ in a cylinder. As it was originated in view of the above-mentioned technical problem and this invention can grasp the amount of EGR(s) with a sufficient precision also in the high low load region of an EGR demand, it aims at offering the EGR system which enabled it to control EGR (exhaust gas recycle) by high degree of accuracy.

[0009]

[Means for Solving the Problem] For this reason, although the exhaust gas in the flueway of an internal combustion engine is made to flow back in an inhalation-of-air path through an EGR path by adjusting the opening of a EGR valve in the EGR system of this invention according to claim 1, the target excess air factor in the cylinder corresponding to the operational status by which the target excess-air-factor setting means was detected by the operational status detection means is set up at this time. The real excess air factor in a cylinder is presumed from the amount of EGR(s) from which the amount derivation means of EGR(s), on the other hand, drew the amount of EGR(s) in the cylinder of an internal combustion engine based on this EGR-valve order differential pressure detected by the differential pressure calculation means, and the real excess-air-factor presumption means was drawn by the amount derivation means of EGR(s), and the fuel oil consumption into the cylinder of an internal combustion engine and the amount of new mind inhalation. And the amount of target EGR(s) is set up based on the real excess air factor presumed by the target excess air factor and the real excess-air-factor presumption means which the amount setting means of target EGR(s) was set up by the target excess-air-factor setting means, and EGR-valve opening control means drive a EGR valve based on the amount of target EGR(s) set up by the amount setting means of target EGR(s). When the EGR-valve order differential pressure by which the increase means in differential pressure was especially computed by the differential pressure calculation means at the time of presumption of a real excess air factor is below a predetermined value, EGR-valve order differential pressure is made to increase.

[0010]

[Embodiments of the Invention] Hereafter, with a drawing, when the form of operation of this invention is explained, drawing 1 - drawing 4 are shown about the EGR system as 1 operation form of this invention. First, if the engine (internal combustion engine) which offers this EGR system is explained, as shown in drawing 1, this engine 1 is a diesel power plant of a direct injection formula, will be arranged in the upper part of a cylinder 2 so that the high-pressure injection nozzle 3 may face an injection tip in a combustion chamber 4, and will be injected directly into a combustion chamber 4 from the high-pressure injection nozzle 3.

[0011] An upper edge is equipped with an air cleaner (illustration abbreviation), and the compressor section of a turbocharger (supercharger) 30, the intercooler 13, the inhalation-of-air throttle valve 14, the surge tank 15, and the inlet valve 16 are further infixed in the inhalation-of-air path 11 from the upstream. An exhaust valve 22, the turbine section of a turbocharger 30, the oxidation catalyst for diesels (illustration abbreviation), etc. are infixed in the flueway 21 from the upstream.

[0012] Moreover, between the flueway 21 and the inhalation-of-air path 11, the exhaust-gas-recirculation equipment (EGR) 23 which flows back exhaust air is formed. This EGR23 consists of an EGR path (path for exhaust gas recirculation) 24 prepared over the downstream (here, it is a portion between the inhalation-of-air throttle valve 14 and a surge tank 15) of the inhalation-of-air path 11 from the upper section (for example, exhaust manifold) of a flueway 21, and EGR valve 25 which controls the opening of this EGR path 24.

[0013] EGR valve 25 is constituted from this operation form by the negative pressure formula opened with the negative pressure from a vacuum pump 26. Opening adjustment of EGR valve 25 is performed by controlling the negative pressure state of EGR valve 24 by carrying out opening adjustment (for example, opening adjustment by duty control) of the EGR solenoid 27 infixed in the middle of piping from a vacuum pump 26.

[0014] This EGR solenoid 27, the high-pressure injection nozzle 3, and the inhalation-of-air throttle valve 14 are controlled by ECU (engine control unit)40 as control means. That is, the engine speed N_e detected by ECU40 by the crank angle sensor 61 (rotational frequency), The accelerator opening (APS) detected by the accelerator position sensor (APS) 62 and the boost pressure P_b detected by the boost sensor 63 (inlet-pipe internal pressure), The boost temperature T_b detected by the boost temperature sensor 64 (temperature in an inlet pipe) The upper fluid pressure P_{egr} of EGR valve 25 detected by the EGR-valve opening (real EPS) detected by the EGR position sensor (EPS) 65 as an opening detection means, and the pressure sensor 66 It ***** and the EGR solenoid 26 and the high-pressure injection nozzle 3 are controlled based on these detection information. In addition, the crank angle sensor 61 and the accelerator position sensor (APS) 62 are equivalent to an operational status detection means to detect the operational status of an internal combustion engine.

[0015] When the function which controls the EGR solenoid 27 and the inhalation-of-air throttle valve 14 in ECU40 is explained, as shown in drawing 2, to ECU40 A target excess-air-factor setting means 41 to set up the target excess air factor in a cylinder (for it to be called Target λ the excess air factor in a target cylinder, and the following),

Amount derivation means of EGR(s) 42A which derives EGR mass (the amount of EGR(s)) Grcng (calculation), A real excess-air-factor presumption means 42 to presume a real excess air factor (for it to be called Fruit lambda the excess air factor in a real cylinder, and the following), A EGR-valve basic positioning means 43 to set up the basic position of EGR-valve opening, PI operation means 44 which carries out PI operation of the difference (fruit lambda-target lambda) of Target lambda and Fruit lambda, A EGR-valve target-position setting means 45 to set up the target position of a EGR valve (the amount setting means of target EGR(s)), A EGR-valve instruction means 46 to output a command signal to EGR valve 25 based on this target position (EGR-valve opening control means), A differential pressure calculation means 47 to compute the EGR-valve 25 order differential pressure DEP, and the increase control means 48 in differential pressure to which it is made to increase through the inhalation-of-air throttle valve 14 when the EGR-valve 25 order differential pressure DEP computed by the differential pressure calculation means 47 is below a predetermined value are offered.

[0016] In addition, amount derivation means of EGR(s) 42A is equipped with EGR flow rate presumption means 42A', and the EGR mass Grcng is computed to it based on the EGR flow rate Vegr presumed by this EGR flow rate presumption means 42A'. EGR-valve position data-processing means 42B which processes the detection data (EGR-valve position sampling data) of the EGR-valve opening (real EPS) detected by the EGR position sensor (EPS) 65 in advance of presumption of an EGR flow rate is offered on this EGR flow rate presumption means 42A'. Furthermore, the increase means 49 in differential pressure consists of an inhalation-of-air throttle valve 14 and increase control means 48 in differential pressure.

[0017] With the target excess-air-factor setting means 41, a target excess air factor (target lambda) is set up on the target lambda setting map prepared beforehand from the fuel oil consumption (amount equivalent to an engine load) Q into an engine speed Ne and a cylinder. In EGR flow rate presumption means 42A, the EGR flow rate from the EGR-valve opening (real EPS) detected by the EGR position sensor (EPS) 65 as an opening detection means and the EGR-valve 25 order differential pressure detected by differential pressure calculation means 47 to mention later to into the cylinder of an engine is presumed, and a presumed result is outputted for real excess-air-factor presumption. However, the value processed by EGR-valve position data-processing means 42B is used for real EPS (EGR-valve position).

[0018] In this EGR-valve position data-processing means 42B, equalization processing (here, it considers as an arithmetic average) of all the EGR-valve position sampling data sampled in the intake stroke in front of the combustion stroke (working stroke) of the cylinder which it is going to presume is carried out, and this value is used for presumption of an EGR flow rate. For example, drawing 4 is drawing making the sampling timing of data, such as a EGR-valve position, and the calculation timing of the amount of fuel supply correspond with the degree of crank angle of an engine (each distance), and showing them in a 4-cylinder engine. In drawing 4, EPS1-EPS9 show the EGR-valve position data obtained to each sampling timing, and lambdar1 to lambdar9 shows the fruit lambda estimate obtained when it corresponds for every EGR-valve position data, respectively and Fruit lambda is presumed.

[0019] As opposed to fuel oil consumption being computed in before [a compression top dead center] 105-degree (degree of crank angle)] with this equipment, a dashed line shows to drawing 4 -- as -- the compression stroke of a certain object cylinder, and here -- B105[-- It is 360 in front of compression top dead center - 180-degree(degree of crank angle)]. as a EGR-valve position -- the intake stroke of this object cylinder, i.e., B360 - B180[, -- The average EPSAV (=sigmaEPSn+1 - EPSn+k/k) of two or more sampled data (drawing 4 three) is computed, and this average EPSAV is set to real EPS (EGR-valve position). At drawing 4, EPSAV1-EPSAV3 show each average, and lambdarAV1 - lambdarAV show the fruit lambda computed corresponding to the averages EPSAV1 and EPSAV2.

[0020] With the real excess-air-factor presumption means 42, a real excess air factor (fruit lambda) is computed by the following formula (1) from the cylinder inhalation air content (inhalation air content in a cylinder) Ga, and the fuel oil consumption Q into a cylinder.

Fruit lambda=Ga/Q / theoretical air fuel ratio ... (1)

Here, fuel oil consumption Q can be given as desired value of the fuel oil consumption from the high-pressure injection nozzle 3, and the cylinder inhalation air content Ga can be computed by subtracting the EGR mass Grcng introduced by EGR from the total amount germanium of inhalation of air to a cylinder (Ga=germanium-Grcng).

[0021] Among these, the total amount germanium of inhalation of air to a cylinder is computable from an engine speed Ne, boost pressure Pb, and the boost temperature Tb like the following formula (2). In addition, in the following formula (2), engine cylinder capacity and etav of Vh are volumetric efficiency and specific weight asked for gammab from boost pressure Pb, atmospheric pressure Pa, and the boost temperature Tb.

germanium** [NexVhxetavxgammab (Pb, Pa, Tb)] ... (2)

Moreover, although the EGR mass Grcng is computed by EGR flow rate presumption means 42A The EGR-valve passage flow rate Vegr computable from real EPS and the EGR-valve 25 order differential pressure DEP in EGR flow rate presumption means 42A The EGR mass value Gr computed as a product with EGR-gas density rhoegr computable

from fuel oil consumption Q and the engine temperature (generally circulating water temperature of an engine) T_w can be amended at an amount rate R_a of new temperaments in exhaust gas like the following formula (3), and the EGR mass G_{rcng} can be obtained.

[0022]

$$G_{rcng} = Gr * (1 - R_a) \dots (3)$$

however, $Gr = V_{egr} * \rho_{egr}$ -- here, the EGR-valve passage flow rate (EGR flow rate) V_{egr} is presumed by EGR flow rate presumption means 42A' That is, in EGR flow rate presumption means 42A', an EGR flow rate can be presumed on a correspondence-related three-dimensions map as shown in drawing 3 from the value [which carried out equalization processing of the sampling data of real EPS detected by EPS65 by EGR-valve position data-processing means 42B], and EGR-valve 25 order differential pressure DEP computed by the differential pressure calculation means 47.

[0023] In addition, with the differential pressure calculation means 47, the difference ($=P_{egr} - P_b$) of the boost pressure (inlet-pipe internal pressure) P_b detected by the boost sensor 63 and the upper fluid pressure P_{egr} of EGR valve 25 detected by the pressure sensor 66 is computed. At this time, what equalized the data obtained in the intake stroke of the object cylinder about the boost pressure P_b used for calculation and the upper fluid pressure P_{egr} of EGR valve 25 as well as sampling-data processing of a EGR-valve position is used.

[0024] Moreover, EGR-gas density ρ_{egr} is computable from fuel oil consumption Q and the engine temperature (generally circulating water temperature of an engine) T_w . On the other hand, with the EGR-valve basic positioning means 43, a EGR-valve basic position is set up on the basic EGR-valve positioning map prepared beforehand from the fuel oil consumption (amount equivalent to an engine load) Q into an engine speed N_e and a cylinder.

[0025] Moreover, with PI operation means 44, PI data processing of the deflection ($=$ target λ -fruit λ) with the fruit λ presumed with Target λ and the real excess-air-factor presumption means 42 which were set up with the target excess-air-factor setting means 41 is carried out. With the EGR-valve target-position setting means 45, the value by which PI data processing was carried out with the EGR-valve basic position set up with the EGR-valve basic positioning means 43 and PI operation means 44 is added, and the EGR-valve target position EP_{St} is set up.

[0026] With the EGR-valve instruction means 46, a command signal ($=EP_{St} - ESP$) is outputted to EGR valve 25 based on the EGR-valve target position EP_{St} set up by the EGR-valve target-position setting means 45, and the present EGR-valve position ESP . When the order differential pressure DEP is below a predetermined value as compared with a predetermined value about the EGR-valve 25 order differential pressure DEP computed by the differential pressure calculation means 47, the inhalation-of-air throttle valve 14 is extracted, and EGR-valve 25 order differential pressure is made to increase in the increase control means 48 in differential pressure. This is because EGR can be controlled by high degree of accuracy as an EGR flow rate can be grasped proper.

[0027] That is, with this equipment, it is presuming and asking on the map correspondence-related as shows the EGR flow rate (EGR-valve passage flow rate) V_{egr} to drawing 3 as mentioned above from real EPS (opening of EGR valve 25) detected by EPS65, and the EGR-valve 25 order differential pressure DEP computed by the differential pressure calculation means 47. In addition, in drawing 3, ΔP_i (namely, $\Delta P_1 - \Delta P_{11}$) shows EGR order differential pressure, and EGR order differential pressure is so large [P_i] in order of ΔP_1 , ΔP_2 , and $\Delta P_2 \dots \Delta P_{11}$ (that the value of i becomes large). moreover, about the pressure differential between differential pressure before and after adjoining Each of differences between ΔP_1 and ΔP_2 , differences between ΔP_2 and ΔP_3 , and differences between ΔP_3 and ΔP_4 is 5mmHg(s). Each of differences between ΔP_4 and ΔP_5 , differences between ΔP_5 and ΔP_6 , and differences between ΔP_6 and ΔP_7 is 10mmHg(s), and the pressure differential between differential pressure before and after adjoining has become gradually large after ΔP_7 .

[0028] However, it sets in the high low load region of an EGR demand. Field A shows to drawing 3 -- as -- EGR-valve order differential pressure -- for example, several -- it is very as small as a mmHg grade, and extensive moreover -- EGR-valve opening, since it is in the state near full open, since EGR is demanded Change of an EGR flow rate will become sensitive to change of EGR-valve order differential pressure, and the EGR flow rate which few errors of EGR-valve order differential pressure presume will be greatly put out of order.

[0029] Then, even if an error arises in EGR-valve order differential pressure using the field which does not become sensitive [change of an EGR flow rate] to change of EGR-valve order differential pressure by extracting the inhalation-of-air throttle valve 14 in this case, and making EGR-valve 25 order differential pressure increase, it enables it to grasp an EGR flow rate proper, as the EGR flow rate to presume is not greatly out of order. in addition, the target opening of the inhalation-of-air throttle valve 14 corresponding to the operational status of an engine at the increase control means 48 in differential pressure although the inhalation-of-air throttle valve 14 was originally controlled by the state according to the operational status of an engine -- a drawing side -- an amendment -- it is things and is made to perform the increase in differential pressure

[0030] Since the EGR system as 1 operation gestalt of this invention is constituted as mentioned above, if the target excess-air-factor setting means 41 sets up Target lambda according to the operational status of an engine and the real excess-air-factor presumption means 42 presumes Fruit lambda, PI operation means 44 will carry out PI operation of the difference of these Targets lambda and Fruits lambda. On the other hand, if the EGR-valve basic positioning means 43 sets up a EGR-valve basic position, the EGR-valve target-position setting means 45 will add the set-up EGR-valve basic position and the above-mentioned PI data-processing value, will set up the target position of a EGR valve, and will output a command signal to EGR valve 25 based on the position of a EGR valve with the as actual EGR-valve instruction means 46 as a target position.

[0031] At the time of presumption of Fruit lambda, in order to calculate the amount of EGR(s), in case the EGR flow rate (EGR-valve passage flow rate) V_{egr} is used and an EGR flow rate is calculated, the EGR-valve 25 order differential pressure DEP computed by the EGR-valve opening (EGR-valve position) and the differential pressure calculation means 47 which were processed by EGR-valve position data-processing means 42B is used. Since equalization processing of the sampling data obtained in EGR-valve position data-processing means 42B in the intake stroke in front of the combustion stroke (working stroke) of a cylinder which is going to presume an EGR flow rate is carried out and this value is used for EGR flow rate presumption at this time, EGR-valve position data in case the inhalation of air of EGR is actually performed (inside of an intake stroke) will be appropriately used for the cylinder concerned.

[0032] Therefore, the amount of EGR(s) can be presumed with a sufficient precision, the exact estimate of Fruit lambda comes to be obtained, and EGR (exhaust gas recycle) can be controlled now by high degree of accuracy. Furthermore, it sets in the high low load region of an EGR demand. Field A shows to drawing 3 -- as -- EGR-valve order differential pressure -- for example, several -- it is very as small as a mmHg grade, and extensive moreover -- EGR-valve opening, since it is in the state near full open, since EGR is demanded Although the EGR flow rate which few errors of EGR-valve order differential pressure presume will be greatly put out of order with this, since the increase means 49 in differential pressure is formed in this equipment, it is effective in such fault being avoided.

[0033] That is, since the inhalation-of-air throttle valve 14 is extracted and EGR-valve 25 order differential pressure is made to increase when EGR-valve order differential pressure is below place constant pressure, as shown in drawing 3, EGR-valve 25 order differential pressure will presume an EGR flow rate according to a high pressure line top. And if a target EGR flow rate is in the level indicated to be a target EGR flow rate to drawing 3, for example, although an actual EGR flow rate usually exists in this near, an EGR flow rate is securable by making EGR-valve 25 order differential pressure increase, making opening of EGR valve 25 comparatively small into drawing 3, as an arrow (arrow which goes to left-hand side - from right-hand side -) shows.

[0034] Thus, EGR-valve 25 order differential pressure is comparatively large, and in the field whose opening of EGR valve 25 is not not much large, since change of an EGR flow rate decreases to the error of EGR-valve order differential pressure, even if some errors are in the calculation value of EGR-valve order differential pressure, there can be little influence of the estimate on an EGR flow rate, and can grasp the amount of EGR(s) proper.

[0035] Feedback control of the EGR valve which made the parameter the excess air factor lambda in a cylinder can be performed with a sufficient precision by this, and EGR control can be performed now proper. In addition, this invention is not limited to an above-mentioned operation gestalt, can deform variously and can be applied.

[0036] For example, although what arithmetic-average-ization-processed the sampling data obtained by presumption of an EGR flow rate in the intake stroke of the cylinder for presumption is used with the above-mentioned operation gestalt, even if equalization is good also as a suitable weighted average and presumes only one EGR flow rate using the central value of the sampling data obtained in the intake stroke, it can raise the presumed precision of an EGR flow rate to some extent.

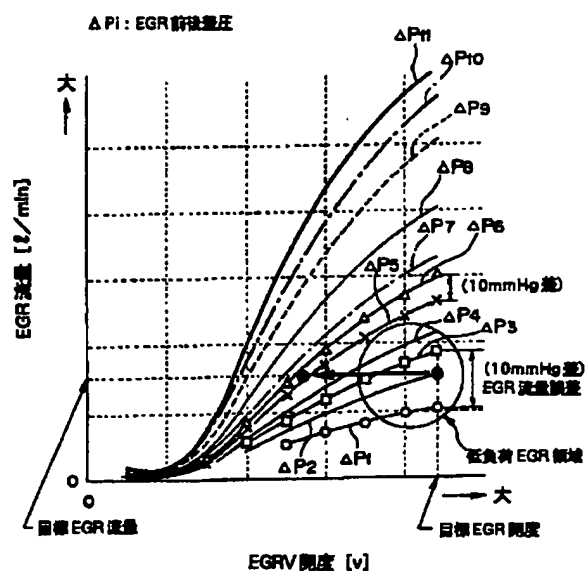
[0037] Moreover, with an above-mentioned operation gestalt, although the inhalation-of-air throttle valve 14 is used for the increase means 49 in differential pressure, if it is the engine which offered VG turbo, the increase in differential pressure can be performed by extracting the adjustable blade of VG turbo. Furthermore, with an above-mentioned operation gestalt, although the inhalation-of-air throttle valve 14 is used for the increase means 49 in differential pressure, if it is the engine which offered VG turbo, the increase in differential pressure can be performed by extracting the adjustable blade of VG turbo.

[0038] Moreover, replacing with EGR-valve order differential pressure, and presuming an EGR flow rate using the upper fluid pressure of a EGR valve is also considered. Furthermore, although an above-mentioned operation gestalt applies this invention to the diesel power plant equipped with the turbosupercharger, it is suitable for the diesel power plant of natural inhalation of air, the gasoline engine of a lean combustion method, etc. Furthermore, it is possible to change about concrete composition, a control procedure, etc. of an engine control system in the range which does not deviate from the main point of this invention.

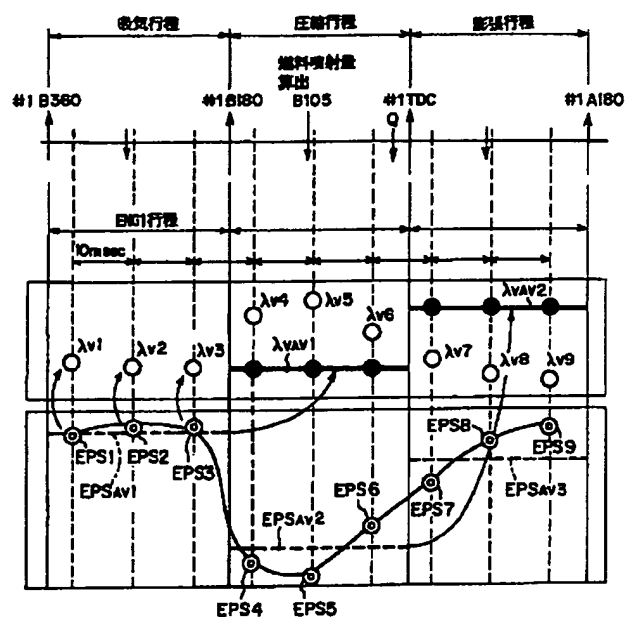
[0039]

[Effect of the Invention] Since EGR-valve order differential pressure is made to increase when the EGR-valve order differential pressure by which the increase means in differential pressure was computed by the differential pressure calculation means in presumption of a real excess air factor is below a predetermined value according to the EGR system of this invention according to claim 1, as explained in full detail above, the amount of EGR(s) can be derived now with a sufficient precision, the presumed precision of a real excess air factor also improves, and EGR can be controlled with a more sufficient precision.

[Translation done.]



[Drawing 4]



[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開 2001-280202

(P 2001-280202A)

(43) 公開日 平成13年10月10日 (2001. 10. 10)

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	データベース* (参考)
F 0 2 M 25/07	5 7 0	F 0 2 M 25/07	5 7 0 D 3G062
	5 5 0		5 5 0 E
			5 5 0 F
			5 5 0 M
	5 8 0		5 8 0 H
審査請求	未請求	請求項の数 1	OL (全 8 頁)

(21)出願番号 特願2000-99218 (P2000-99218)

(22)出願日 平成12年3月31日(2000. 3. 31)

(71)出願人 000006286

三菱自動車工業株式会社

東京都港区芝五丁目33番8号

(72) 發明者 虫上 広志

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

(72)発明者 田中 多聞

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

(74) 代理人 100092978

弁理士 真田 有

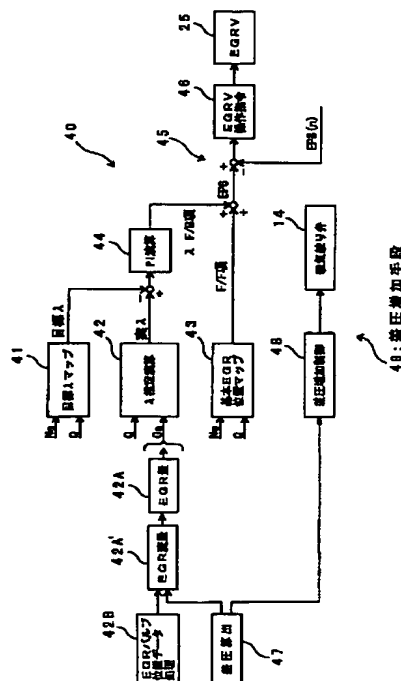
[最終頁に続く](#)

(54) 【発明の名称】 排気ガス再循環装置

(57) 【要約】

【課題】 排気ガス再循環装置に関し、EGRバルブの前後差圧とEGRバルブ開度とからEGR流量を精度良く推定できるようにして、EGR（排気ガス再循環）を高精度で制御できるようにする。

【解決手段】 目標空気過剰率（目標 λ ）を設定し、検出されたEGRバルブの前後差圧に基づいて内燃機関の筒内のEGR量を導出し、導出したEGR量を用いて筒内の実空気過剰率（実 λ ）を推定して、目標EGR量設定手段45により目標空気過剰率と実空気過剰率とに基づいて目標EGR量を設定して、EGRバルブ開度制御手段46が設定された目標EGR量に基づいてEGRバルブ25を駆動するようにして、実空気過剰率の推定時に、差圧算出手段47により算出されたEGに基づいてRバルブ25の前後差圧が所定値以下のときには、差圧増加手段49がEGRバルブ25の前後差圧を増加させるようにする。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内燃機関の排気通路と吸気通路とを連通して該排気通路内の排気ガスを該吸気通路内に還流させる EGR 通路と、

該 EGR 通路に設けられ該吸気通路内に還流する排気ガスの量を調整する EGR バルブとを有する排気ガス再循環装置において、

該内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、
該運転状態検出手段により検出された運転状態に対応する該内燃機関の筒内の目標空気過剰率を設定する目標空気過剰率設定手段と、

該 EGR バルブの前後差圧を算出する差圧算出手段と、
該差圧算出手段により検出された該前後差圧に基づいて該内燃機関の筒内の EGR 量を導出する EGR 量導出手段と、

該 EGR 量導出手段により導出された EGR 量を用いて該筒内の実空気過剰率を推定する実空気過剰率推定手段と、

該目標空気過剰率設定手段により設定された目標空気過剰率と該実空気過剰率推定手段により推定された実空気過剰率とに基づいて目標 EGR 量を設定する目標 EGR 量設定手段と、

該目標 EGR 量設定手段により設定された目標 EGR 量に基づいて該 EGR バルブを駆動させる EGR バルブ開度制御手段とをそなえ、

該差圧算出手段により算出された該 EGR バルブの前後差圧が所定値以下のとき、該 EGR バルブの前後差圧を増加させる差圧増加手段が設けられていることを特徴とする、排気ガス再循環装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、ディーゼルエンジンに用いて好適の、排気ガス再循環装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 一般に、ディーゼルエンジンでは、排ガス中の NOx を低減するために排ガス再循環 (EGR) を導入している。しかしながら、この EGR の導入量を増加すると排ガス中の NOx は低減できるものの、排ガス中のバディキュレートマター (PM) を増大させてしまう。つまり、EGR の導入量に関して、排ガス中の NOx 量と PM 量との間には、トレードオフの関係がある。

【0003】 EGR 量の制御は、一般に EGR バルブの開度調整により行なっているが、上述のように互いにトレードオフの関係にある NOx 量と PM 量とを効率良く低減するには、筒内空気過剰率 (λ) をパラメータとして EGR バルブの開度を制御する技術が開発されている。この技術では、エンジンの運転状態 (例えばエンジン回転数やエンジン負荷) に応じて筒内空気過剰率の目標値 (目標 λ) を設定し、実際の筒内 (実 λ) がこの目

標 λ になるように、EGR バルブの開度をフィードバック制御する。

【0004】 この場合、実 λ は排気通路にリニア空燃比センサ (LAFS) を設けてこのセンサ出力から求めることができるが、ディーゼルエンジンの場合、排気中の PM 等の影響によってセンサが劣化しやすいことや、燃焼室内での空気過剰率 (即ち、筒内空気過剰率) の変化に対して排気通路の LAFS の反応が遅れるため、加減速時のような過渡状態では実 λ に誤差が生じてしまうことから、EGR 量の制御を適切に行なえないおそれもある。

【0005】 そこで、実 λ を、吸入空気量 (新気量) と燃料噴射量と EGR 量とから算出する技術が例えば特開平 10-318047 号公報に提案されている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、上述のように実 λ を算出する場合、吸入空気量、燃料噴射量、EGR 量を求めることが必要になる。このうち、吸入空気量はエアフローセンサやブースト圧センサにより把握でき、燃料噴射量はインジェクタの駆動指令値として把握できる。そして、EGR 量については EGR 流量を推定することにより求められる。

【0007】 EGR 流量は、図 3 に示すように、差圧と EGR バルブ開度とに関係がある。したがって、差圧と EGR バルブ開度とを検出すれば、EGR 流量を推定することができる。しかしながら、EGR 要求の高い低負荷域においては、図 3 に領域 A で示すように、EGR バルブの前後差圧が例えば数 mmHg 程度と非常に小さく、しかも、大量 EGR を要求されていることから) から EGR バルブ開度は全開に近い状態にある。このため、EGR バルブ開度の変化に対しては EGR 流量の変化は鈍感であるが、EGR バルブの前後差圧の変化に対しては EGR 流量の変化は敏感である。したがって、EGR バルブの前後差圧の僅かな誤差が推定する EGR 流量を大きく狂わせてしまい、EGR 量を適正に把握することができず、EGR を高精度で制御することが困難であった。

【0008】 なお、特開平 6-336966 号公報には、排気通路と吸気絞り弁下流の吸気通路との差圧が目標値になるように EGR バルブ開度をフィードバック制御する技術が開示されているが、この技術は単純に差圧を目標値とするものであり筒内空気過剰率 λ に着目したものではない。本発明は、上述の課題に鑑み創案されたもので、EGR 要求の高い低負荷域においても EGR 量を精度良く把握できるようにして、EGR (排気ガス再循環) を高精度で制御することができるようにした、排気ガス再循環装置を提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】 このため、請求項 1 記載の本発明の排気ガス再循環装置では、EGR バルブの開

度を調整することにより、EGR通路を通じて内燃機関の排気通路内の排気ガスを吸気通路内に還流させるが、このとき、目標空気過剰率設定手段が運転状態検出手段により検出された運転状態に対応する筒内の目標空気過剰率を設定する。この一方、EGR量導出手段が差圧算出手段により検出されたEGRバルブの前後差圧に基づいて内燃機関の筒内のEGR量を導出し、実空気過剰率推定手段がEGR量導出手段により導出されたEGR量と内燃機関の筒内への燃料噴射量、新気吸入量とから筒内の実空気過剰率を推定する。そして、目標EGR量設定手段が目標空気過剰率設定手段により設定された目標空気過剰率と実空気過剰率推定手段により推定された実空気過剰率とに基づいて目標EGR量を設定して、EGRバルブ開度制御手段が目標EGR量設定手段により設定された目標EGR量に基づいてEGRバルブを駆動する。特に、実空気過剰率の推定時に、差圧増加手段が、差圧算出手段により算出されたEGRバルブの前後差圧が所定値以下のときには、EGRバルブの前後差圧を増加させる。

【0010】

【発明の実施の形態】以下、図面により、本発明の実施の形態について説明すると、図1～図4は本発明の一実施形態としての排気ガス再循環装置に関して示すものである。まず、本排気ガス再循環装置をそなえるエンジン（内燃機関）について説明すると、図1に示すように、このエンジン1は直噴式のディーゼルエンジンであり、シリンダ2の上部には、高圧噴射ノズル3が噴射口を燃焼室4内に臨むように配設されており、高圧噴射ノズル3から燃焼室4内に直接噴射するようになっている。

【0011】吸気通路11には、上流端にエアクリーナ（図示略）が装備され、さらに、上流側から、ターボチャージャ（過給機）30のコンプレッサ部、インタクーラ13、吸気絞り弁14、サージタンク15、吸気弁16が介装されている。排気通路21には、上流側から、排気弁22、ターボチャージャ30のタービン部、ディーゼル用酸化触媒（図示略）等が介装されている。

【0012】また、排気通路21と吸気通路11との間には排気を還流する排気再循環装置（EGR）23が設けられている。このEGR23は、排気通路21の上流部（例えば排気マニホールド）から吸気通路11の下流部（ここでは、吸気絞り弁14とサージタンク15との間の部分）にわたって設けられたEGR通路（排気再循環用通路）24と、このEGR通路24の開度を制御するEGRバルブ25とから構成されている。

【0013】この実施形態では、EGRバルブ25は、バキュームポンプ26からの負圧によって開放する負圧式に構成されている。EGRバルブ25の開度調整は、バキュームポンプ26からの配管の途中に介装されたEGRソレノイド27を開度調整（例えばデューティ制御による開度調整）することでEGRバルブ24の負圧状

態を制御することにより行なうようになっている。

【0014】このEGRソレノイド27、高圧噴射ノズル3及び吸気絞り弁14は、制御手段としてのECU（エンジンコントロールユニット）40によって制御されるようになっている。つまり、ECU40には、クランク角センサ61により検出されるエンジン回転速度（回転数）Neと、アクセルポジションセンサ（APS）62により検出されるアクセル開度（APS）、ブーストセンサ63により検出されるブースト圧（吸気管内圧力）Pbと、ブースト温度センサ64により検出されるブースト温度（吸気管内温度）Tbと、開度検出手段としてのEGRポジションセンサ（EPS）65により検出されるEGRバルブ開度（実EPS）と圧力センサ66により検出されるEGRバルブ25の上流圧Pegrと、が入力されるようになっており、EGRソレノイド26及び高圧噴射ノズル3はこれらの検出情報に基づいて制御される。なお、クランク角センサ61及びアクセルポジションセンサ（APS）62は内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段に相当する。

【0015】ECU40内のEGRソレノイド27及び吸気絞り弁14を制御する機能について説明すると、図2に示すように、ECU40には、筒内の目標空気過剰率（目標筒内空気過剰率、以下、目標 λ ともいう）を設定する目標空気過剰率設定手段41と、EGR質量（EGR量）Grcngを導出（算出）するEGR量導出手段42Aと、実空気過剰率（実筒内空気過剰率、以下、実 λ ともいう）を推定する実空気過剰率推定手段42と、EGRバルブ開度の基本位置を設定するEGRバルブ基本位置設定手段43と、目標 λ と実 λ との差（実 λ －目標 λ ）をPI演算するPI演算手段44と、EGRバルブの目標位置を設定するEGRバルブ目標位置設定手段（目標EGR量設定手段）45と、この目標位置に基づいてEGRバルブ25に指令信号を出力するEGRバルブ指令手段（EGRバルブ開度制御手段）46と、EGRバルブ25の前後差圧DEPを算出する差圧算出手段47と、差圧算出手段47により算出されたEGRバルブ25の前後差圧DEPが所定値以下のときに、吸気絞り弁14を通じて増加させる差圧増加制御手段48とをそなえている。

【0016】なお、EGR量導出手段42Aには、EGR流量推定手段42A'が備えられ、このEGR流量推定手段42A'で推定されたEGR流量Vegrに基づいてEGR質量Grcngを算出するようになっている。このEGR流量推定手段42A'には、EGRポジションセンサ（EPS）65により検出されるEGRバルブ開度（実EPS）の検出データ（EGRバルブポジションサンプリングデータ）をEGR流量の推定に先立ち処理するEGRバルブ位置データ処理手段42Bがそなえられている。さらに、吸気絞り弁14と差圧増加制御手段48とから差圧増加手段49が構成される。

【0017】目標空気過剰率設定手段41では、エンジン回転数 N_e と筒内への燃料噴射量（エンジン負荷に相当する量） Q とから、予め用意された目標 λ 設定マップによって、目標空気過剰率（目標 λ ）を設定する。EGR流量推定手段42Aでは、開度検出手段としてのEGRポジションセンサ（EPS）65により検出されるEGRバルブ開度（実EPS）と、後述する差圧算出手段47により検出されたEGRバルブ25の前後差圧とからエンジンの筒内へのEGR流量を推定して、推定結果を実空気過剰率推定のために出力する。ただし、実EPS（EGRバルブ位置）には、EGRバルブ位置データ

処理手段42Bで処理された値が用いられるようになっている。【0018】このEGRバルブ位置データ処理手段42Bでは、推定しようとする気筒の燃焼行程（爆発行程）の直前の吸気行程においてサンプリングした全てのEGRバルブ位置サンプリングデータを平均化処理（ここでは、単純平均とする）して、この値がEGR流量の推定に用いられるようになっているのである。例えば図4は、4気筒エンジンにEGRバルブ位置等のデータのサンプリングタイミング及び燃料供給量の算出タイミングを、エンジンのクランク角度（各行程）と対応させて示*

$$\text{実}\lambda = G_a / Q / \text{理論空燃比}$$

ここで、燃料噴射量 Q は例えば高圧噴射ノズル3からの燃料噴射量の目標値として与えることができ、シリンダ吸入空気量 G_a は、シリンダへの全吸気量 G_e から、EGRで導入されるEGR質量 G_{rcng} を減算することにより算出することができる（ $G_a = G_e - G_{rcng}$ ）。

【0021】このうち、シリンダへの全吸気量 G_e は、※

$$G_e \propto [N_e \times V_h \times \eta_v \times \gamma_b (P_b, P_a, T_b)] \dots (2)$$

また、EGR質量 G_{rcng} は、EGR流量推定手段42Aで算出されるが、EGR流量推定手段42Aでは、実EPSとEGRバルブ25の前後差圧DEPとから算出できるEGRバルブ通過流量 V_{egr} と、燃料噴射量 Q とエンジン温度（一般にはエンジンの冷却水温度） T_w とか★

$$G_{rcng} = G_r * (1 - R_a)$$

ただし、 $G_r = V_{egr} * \rho_{egr}$

ここで、EGRバルブ通過流量（EGR流量） V_{egr} は、EGR流量推定手段42A'により推定される。つまり、EGR流量推定手段42A'では、EPS65により検出された実EPSのサンプリングデータをEGRバルブ位置データ処理手段42Bにより平均化処理した値と、差圧算出手段47により算出されるEGRバルブ25の前後差圧DEPとから、図3に示すような対応関係の三次元マップによってEGR流量を推定できる。

【0023】なお、差圧算出手段47では、ブーストセンサ63により検出されるブースト圧（吸気管内圧力） P_b と圧力センサ66により検出されるEGRバルブ25の上流圧 P_{egr} との差（ $= P_{egr} - P_b$ ）を算出する。このとき、算出に用いるブースト圧 P_b 及びEGRバル

*す図である。図4において、EPS1～EPS9は各サンプリングタイミングで得られるEGRバルブ位置データを示し、 $\lambda_{r1} \sim \lambda_{r9}$ は各EGRバルブ位置データ毎にそれぞれ対応して実 λ を推定した場合に得られる実 λ 推定値を示している。

【0019】本装置では、図4に破線で示すように、ある対象気筒の圧縮行程、ここではB105〔圧縮上死点前105°（クランク角度）〕において燃料噴射量が算出されるのに対して、EGRバルブ位置としては、この対象気筒の吸気行程、即ち、B360～B180〔圧縮上死点前360～180°（クランク角度）〕で、サンプリングした複数のデータ（図4では3つ）の平均値 $EPS_{Av} (= \sum EPS_{n+1} \sim EPS_{n+k} / k)$ を算出して、この平均値 EPS_{Av} を、実EPS（EGRバルブ位置）とするのである。図4では、各平均値を $EPS_{Av1} \sim EPS_{Av3}$ で示し、平均値 EPS_{Av1} 、 EPS_{Av2} と対応して算出された実 λ を $\lambda_{rAv1} \sim \lambda_{rAv}$ で示している。

【0020】実空気過剰率推定手段42では、シリンダ吸入空気量（筒内吸入空気量） G_a と筒内への燃料噴射量 Q とから、次式（1）により実空気過剰率（実 λ ）を算出する。

$$\dots (1)$$

※次式（2）のようにエンジン回転数 N_e とブースト圧 P_b とブースト温度 T_b とから算出することができる。なお、次式（2）において、 V_h はエンジン行程容積、 η_v は体積効率、 γ_b はブースト圧 P_b と大気圧 P_a とブースト温度 T_b とから求められる比重量である。

★ら算出できるEGRガス密度 ρ_{egr} との積として算出されるEGR質量値 G_r を、次式（3）のように、排ガス中の新気質量割合 R_a で補正してEGR質量 G_{rcng} を得ることができる。

【0022】

$$\dots (3)$$

ブ25の上流圧 P_{egr} についても、EGRバルブ位置のサンプリングデータ処理と同様に、その対象気筒の吸気行程において得られたデータを平均化したものを用いるようにする。

【0024】また、EGRガス密度 ρ_{egr} は燃料噴射量 Q とエンジン温度（一般にはエンジンの冷却水温度） T_w とから算出できる。一方、EGRバルブ基本位置設定手段43では、エンジン回転数 N_e と筒内への燃料噴射量（エンジン負荷に相当する量） Q とから、予め用意された基本EGRバルブ位置設定マップによって、EGRバルブ基本位置を設定する。

【0025】また、PI演算手段44では、目標空気過剰率設定手段41で設定された目標 λ と、実空気過剰率推定手段42で推定された実 λ との偏差（ $= \text{目標}\lambda - \text{実}$

λ) を、PI 演算処理する。EGRバルブ目標位置設定手段 45 では、EGRバルブ基本位置設定手段 43 で設定された EGRバルブ基本位置と PI 演算手段 44 で PI 演算処理された値とを加算して、EGRバルブ目標位置 EPS_t を設定する。

【0026】EGRバルブ指令手段 46 では、EGRバルブ目標位置設定手段 45 により設定された EGRバルブ目標位置 EPS_t と現在の EGRバルブ位置 ESP とに基づいて EGRバルブ 25 に指令信号 (= $EPS_t - ESP$) を出力する。差圧増加制御手段 48 では、差圧算出手段 47 により算出された EGRバルブ 25 の前後差圧 DEP を所定値と比較して、前後差圧 DEP が所定値以下のときに、吸気絞り弁 14 を絞って EGRバルブ 25 の前後差圧を増加させる。これは、EGR流量を適正に把握できるようにして、EGRを高精度で制御できるようにするためである。

【0027】つまり、本装置では、前述のように、EGR流量 (EGRバルブ通過流量) V_{egr} を EPS_{65} により検出される実 EPS (EGRバルブ 25 の開度) と差圧算出手段 47 により算出される EGRバルブ 25 の前後差圧 DEP とから図 3 に示すような対応関係のマップによって推定して求めている。なお、図 3 において、 ΔP_i (即ち、 $\Delta P_1 \sim \Delta P_{11}$) は EGR 前後差圧を示し、 $\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_2 \cdots \Delta P_{11}$ の順に (i の値が大きくなるほど) EGR の前後差圧が大きい。また、隣接する前後差圧間の圧力差については、 ΔP_1 と ΔP_2 との間の差、 ΔP_2 と ΔP_3 との間の差、 ΔP_3 と ΔP_4 との間の差はいずれも 5 mmHg であり、 ΔP_4 と ΔP_5 との間の差、 ΔP_5 と ΔP_6 との間の差、 ΔP_6 と ΔP_7 との間の差はいずれも 10 mmHg であり、 ΔP_7 以降は隣接する前後差圧間の圧力差が次第に大きくなっている。

【0028】しかしながら、EGR要求の高い低負荷域においては、図 3 に領域 A で示すように、EGRバルブの前後差圧が例えば数 mmHg 程度と非常に小さく、しかも、大量 EGR を要求されていることから、EGRバルブ開度は全開に近い状態にあるため、EGRバルブの前後差圧の変化に対して EGR流量の変化は敏感となり、EGRバルブの前後差圧の僅かな誤差が推定する EGR流量を大きく狂わせてしまう。

【0029】そこで、この場合、吸気絞り弁 14 を絞って EGRバルブ 25 の前後差圧を増加させることにより EGRバルブの前後差圧の変化に対して EGR流量の変化は敏感とならない領域を用いて、EGRバルブの前後差圧に誤差が生じても、推定する EGR流量が大きく狂わないようにして、EGR流量を適正に把握することができるようにしているのである。なお、吸気絞り弁 14 は本来エンジンの運転状態に応じた状態に制御されるが、差圧増加制御手段 48 では、エンジンの運転状態に応じた吸気絞り弁 14 の目標開度を絞り側に補正するこ

とで、差圧増加を行なうようにしている。

【0030】本発明の一実施形態としての排気ガス再循環装置は、上述のように構成されているので、目標空気過剰率設定手段 41 がエンジンの運転状態に応じて目標 λ を設定し、実空気過剰率推定手段 42 が実 λ を推定すると、PI 演算手段 44 がこれらの目標 λ と実 λ との差分を PI 演算する。一方、EGRバルブ基本位置設定手段 43 が EGRバルブ基本位置を設定すると、EGRバルブ目標位置設定手段 45 が、設定した EGRバルブ基本位置と上記の PI 演算処理値とを加算して、EGRバルブの目標位置を設定して、EGRバルブ指令手段 46 が目標位置と実際の EGRバルブの位置とに基づいて EGRバルブ 25 に指令信号を出力する。

【0031】実 λ の推定時に、EGR量を求めるために EGR流量 (EGRバルブ通過流量) V_{egr} が用いられ、EGR流量を求める際に、EGRバルブ位置データ処理手段 42B で処理された EGRバルブ開度 (EGRバルブ位置) 及び差圧算出手段 47 により算出された EGRバルブ 25 の前後差圧 DEP が用いられる。このとき、EGRバルブ位置データ処理手段 42B では、EGR流量を推定しようとする気筒の燃焼行程 (爆発行程) の直前の吸気行程において得られたサンプリングデータを平均化処理して、この値が EGR流量推定に用いられるようになっているので、当該気筒に実際に EGRの吸気が行なわれる時 (吸気行程中) の EGRバルブ位置データが、適切に用いられることになる。

【0032】したがって、EGR量を精度よく推定することができ、実 λ の正確な推定値が得られるようになり、EGR (排気ガス再循環) を高精度で制御できるようになるのである。さらに、EGR要求の高い低負荷域においては、図 3 に領域 A で示すように、EGRバルブの前後差圧が例えば数 mmHg 程度と非常に小さく、しかも、大量 EGR を要求されていることから EGRバルブ開度は全開に近い状態にあるため、このままでは、EGRバルブの前後差圧の僅かな誤差が推定する EGR流量を大きく狂わせてしまうが、本装置には差圧増加手段 49 が設けられているので、このような不具合が回避される効果がある。

【0033】つまり、EGRバルブの前後差圧が所定圧以下の場合には、吸気絞り弁 14 を絞って EGRバルブ 25 の前後差圧を増加させているため、図 3 に示すように、EGRバルブ 25 の前後差圧がより高圧なライン上に従って EGR流量を推定することになる。そして、例えば目標 EGR流量が図 3 に目標 EGR流量と示すレベルにあれば、通常、この近傍に実際の EGR流量が存在するが、EGRバルブ 25 の前後差圧を増加させることによって、図 3 中に矢印 (右側の●から左側の●に向かう矢印) で示すように、EGRバルブ 25 の開度を比較的小さくしながら EGR流量を確保することができる。

【0034】このように、EGRバルブ 25 の前後差圧

が比較的大きく、EGRバルブ25の開度があまり大きくない領域では、EGRバルブの前後差圧の誤差に対してEGR流量の変化は少なくなるので、EGRバルブの前後差圧の算出値に多少の誤差があっても、EGR流量の推定値への影響は少なく、EGR量を適正に把握することができるのである。

【0035】これにより、筒内空気過剰率 λ をパラメータとしたEGRバルブのフィードバック制御を精度良く行なうことができ、EGR制御を適正に行なうことができるようになる。なお、本発明は上述の実施形態に限定

【0036】例えば、上述の実施形態では、EGR流量の推定に、推定対象の気筒の吸気行程において得られたサンプリングデータを単純平均化処理したものを用いているが、平均化は適当な加重平均としてもよく、また、吸気行程において得られたサンプリングデータの代表値を1つだけ用いてEGR流量を推定しても、EGR流量の推定精度をある程度向上させることができる。

【0037】また、上述の実施形態では、差圧増加手段49に吸気絞り弁14を利用しているが、VGターボをそなえたエンジンならば、VGターボの可変ベーンを絞ることで差圧増加を行なうようにすることができる。さらに、上述の実施形態では、差圧増加手段49に吸気絞り弁14を利用しているが、VGターボをそなえたエンジンならば、VGターボの可変ベーンを絞ることで差圧増加を行なうようにすることができる。

【0038】また、EGRバルブの前後差圧に代えて、EGRバルブの上流圧を用いてEGR流量を推定することも考えられる。さらに、上述の実施形態はターボ過給機を備えたディーゼルエンジンに本発明を適用したものであるが、自然吸気のディーゼルエンジンや希薄燃焼方式のガソリンエンジン等にも好適である。更に、エンジン制御システムの具体的構成や制御手順等についても、本発明の主旨を逸脱しない範囲で変更することが可能である。

【0039】

【発明の効果】以上詳述したように、請求項1記載の本発明の排気ガス再循環装置によれば、実空気過剰率の推

定にあたって、差圧増加手段が、差圧算出手段により算出されたEGRバルブの前後差圧が所定値以下のときには、EGRバルブの前後差圧を増加させるため、EGR量の導出を精度良く行なえるようになり、実空気過剰率の推定精度も向上し、EGRの制御をより精度良く行なえるようになる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態としての排気ガス再循環装置をそなえた内燃機関を示す構成図である。

【図2】本発明の一実施形態としての排気ガス再循環装置による制御を説明するブロック図である。

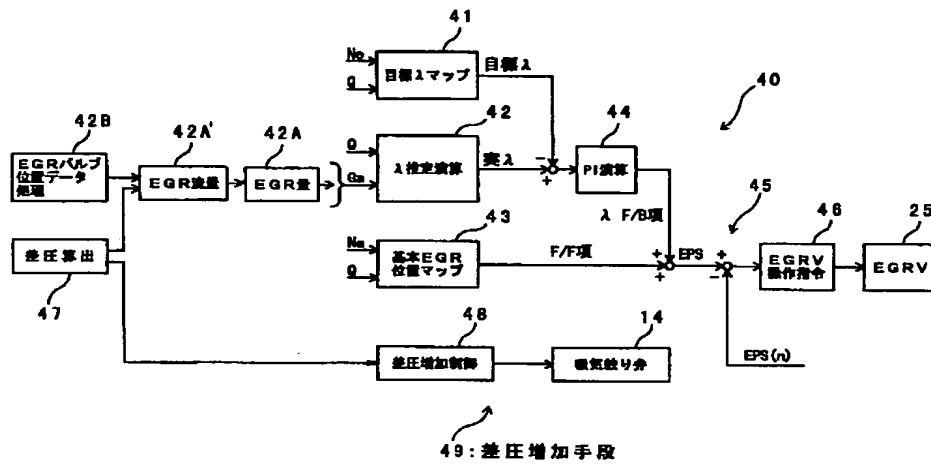
【図3】本発明の課題を説明するとともに本発明の一実施形態としての排気ガス再循環装置の作用について説明するためのEGRバルブの前後差圧とEGRバルブ開度とEGR流量との関係を示す図である。

【図4】本発明の一実施形態としての排気ガス再循環装置の作用について説明するタイムチャートである。

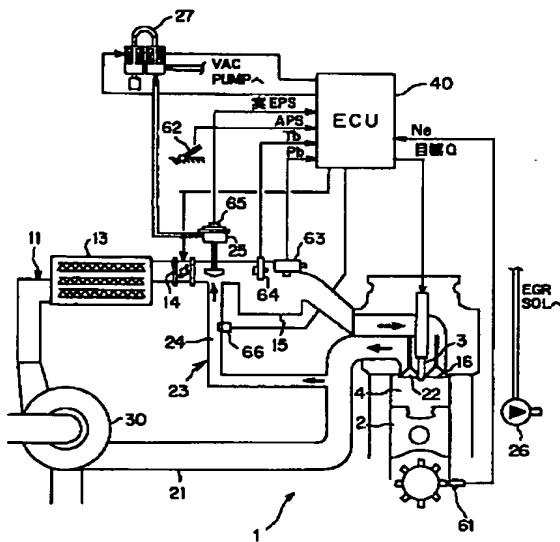
【符号の説明】

- 11 吸気通路
- 21 排気通路
- 23 排気再循環装置 (EGR)
- 24 EGR通路
- 25 EGRバルブ
- 41 目標空気過剰率設定手段
- 42 実空気過剰率推定手段
- 42A EGR量導出手段
- 42A' EGR流量推定手段
- 42B EGRバルブ位置データ処理手段
- 45 EGRバルブ目標位置設定手段 (目標EGR量設定手段)
- 46 EGRバルブ指令手段 (EGRバルブ開度制御手段)
- 47 差圧算出手段
- 49 差圧増加手段
- 61 運転状態検出手段としてのクランク角センサ
- 62 運転状態検出手段としてのアクセルポジションセンサ (APS)
- 65 開度検出手段

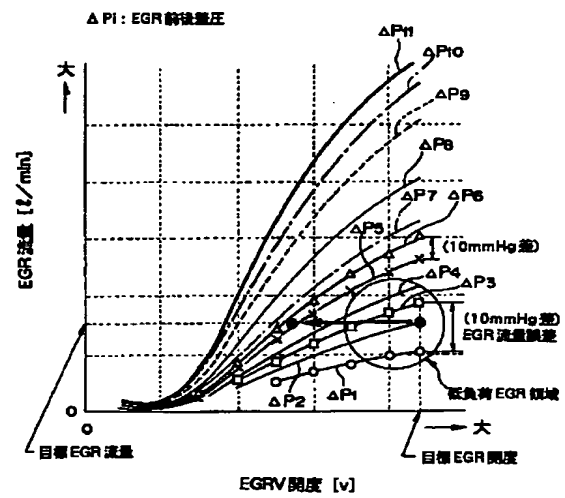
【図1】



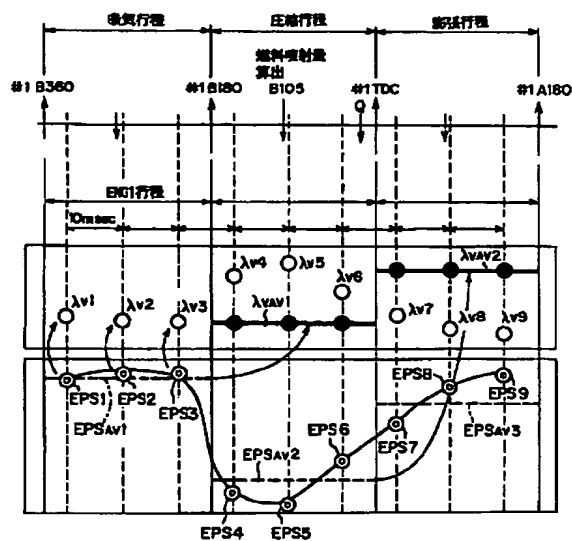
【図2】



【図3】



【図 4】



フロントページの続き

(72) 発明者 畠 道博
東京都港区芝五丁目33番 8 号 三菱自動車
工業株式会社内

(72) 発明者 信ヶ原 恵
東京都港区芝五丁目33番 8 号 三菱自動車
工業株式会社内

(72) 発明者 西原 節雄
東京都港区芝五丁目33番 8 号 三菱自動車
工業株式会社内

F ターム(参考) 3G062 AA01 AA03 AA05 BA02 BA04
BA06 EA08 ED01 ED04 ED09
FA04 FA05 FA06 FA09 FA13
FA23 GA02 GA04 GA06 GA12
GA15 GA21 GA23